

Используя данные затраты на ремонт оборудования линии (табл. 1), коэффициент пропорциональности уравнения (1)  $d=777130$  руб. В этом случае процент отклонения расчетных и фактических затрат на ремонт оборудования находится в пределах 4%.

Пользуясь формулой (3) оптимальный срок эксплуатации оборудования линии «Link» составит 18 лет. Таким образом затраты на ремонт и обслуживание оборудования линии «Link» не являются большими и покупка линии с точки зрения затрат на ремонт и обслуживание вполне оправдана.

Подставив равенство (3) в уравнение (1), можно определить предельно допустимые годовые расходы на ремонт и обслуживание оборудования линии

$$R_r = \sqrt[3]{2C_o d^2} . \quad (4)$$

Расчеты по формуле (4) показывают, что предельно-допустимые расходы на ремонт и обслуживание оборудования линии составят 3300000 руб. После таких расходов на содержание оборудования линии не целесообразно.

Следует иметь в виду, что эти расчеты позволяют сделать прогноз с определенной точностью, которая зависит от правильного отражения всех затрат на обслуживание и ремонт оборудования линии, а также от того, что при дальнейшей эксплуатации линии эти затраты будут изменяться по представленной зависимости. В связи с этим целесообразно после 4...5 лет эксплуатации линии по предложенной методике произвести новые расчеты по определению оптимального срока эксплуатации оборудования линии с учетом новых данных затрат на ремонт и обслуживание этой линии. В настоящее время по представленным расчетам, можно сделать прогноз, что эксплуатация данного оборудования линии целесообразна в течении, по крайней мере не менее 10 лет.

## Библиографический список

1. Агапов А.И. Определение оптимального срока эксплуатации оборудования. Материал Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития лесного комплекса». Вологодский гос. техн. университет, Вологда. – 2006. – с.66-69.

**Раевская Л.Т.** (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) [raevskaya@usfeu.ru](mailto:raevskaya@usfeu.ru)

## **ПРИЛОЖЕНИЕ МЕТОДА НЕОПРЕДЕЛЕННЫХ МНОЖИТЕЛЕЙ ЛАГРАНЖА К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ РАЦИОНАЛИЗАЦИИ ПНЕВМОМОТОРА**

### ***USING OF INDEFINITE MULTIPLIERS LA GRANGE METHOD TO SOLVE THE PNEUMOTOR RATIONALIZATION PROBLEM***

Величина напряжения вдоль оси поршня пневмомотора ДАР 14М на порядок превышает среднее значение [1]. Одна из основных причин этого - появление деформации изгиба из-за внецентренного сжатия. Для уменьшения деформации изгиба предусмотрен такой конструктивный элемент поршня, как ребро жесткости. В поршне пнев-

момотора ДАР-14М длина ребра жесткости 60 мм, сечение, перпендикулярное оси ребра, имеет геометрическую форму трапеции с верхним основанием  $a = 8$  мм, нижним основанием  $b = 16$  мм. Высота трапеции  $h = 15$  мм (рис.1, 2).

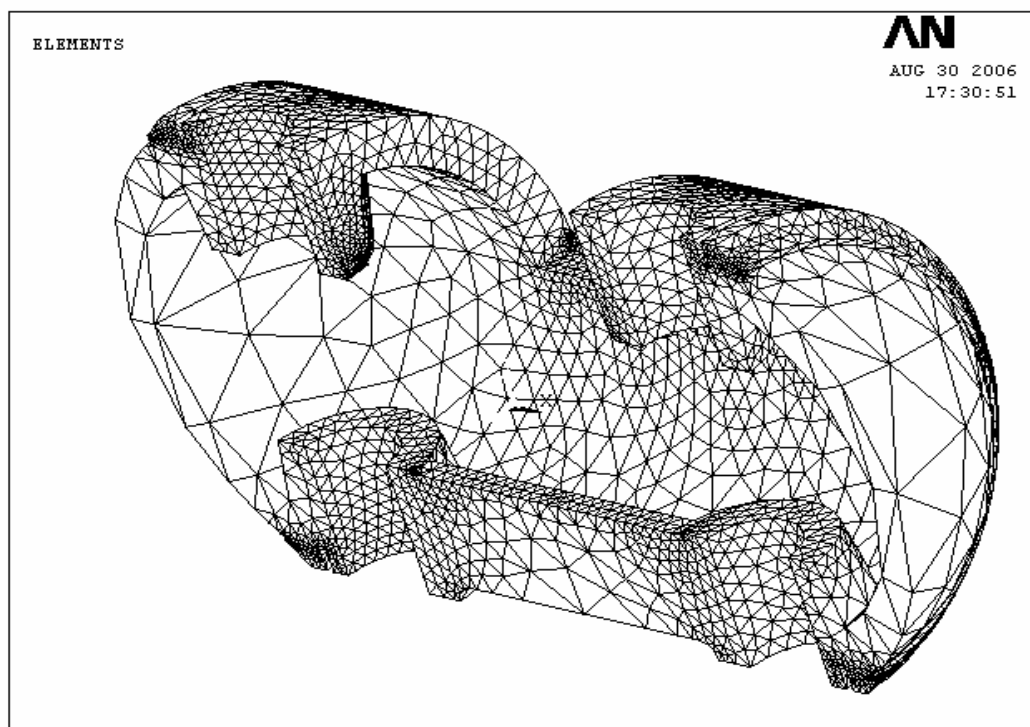


Рисунок 1 – Модель поршня (в нижней части между опорами под поршневой палец – ребро жесткости)

Ранее было показано, что параметры ребра жесткости не оптимальны [1]. Изменение параметров сечения ребра жесткости может приводить к уменьшению характеристик напряженно-деформированного состояния (НДС) от 4-5% (упругие деформации, абсолютные смещения точек) до 10-15% (напряжение). Для окончательного решения задачи поиска формы и параметров сечения ребра жесткости исследуем целевую функцию - в нашем случае нормальное напряжение  $\sigma$  вдоль оси поршня. Воспользуемся методом неопределенных множителей Лагранжа, который особенно эффективен при числе переменных три и менее [2]. В данном расчете целевая функция зависит от двух параметров – размеров верхнего и нижнего оснований трапеции. Эти параметры выбраны в качестве переменных проектирования. Кроме того, потребуем, чтобы масса ребра жесткости оставалась постоянной, равной исходной массе в поршне пневмомотора ДАР-14М. Это налагает ограничения на переменные проектирования: поскольку площадь сечения должна оставаться постоянной, равной  $S = h(a + b)/2$ , то отсюда следует, что ограничение в виде равенства имеет следующий вид  $(a + b - k) = 0$ . В полученном условии связи значение  $k$  равно 24. Изменяя переменные проектирования, можно влиять на переменные состояния – напряжения. Чтобы построить функцию Лагранжа

$$L(X_1, X_2, n) = \sigma(X_1, X_2) + n(X_1, X_2, k), \quad (1)$$

где  $n$  - неопределенный множитель Лагранжа,  $X_1, X_2$  – параметры, необходимо получить аналитическое выражение для напряжения в сечении ребра жесткости.

Известно, что напряжение вычисляется по формуле

$$\sigma = \pm \left( \frac{P}{S} + \frac{P * Y_o * Y_1}{I_z} \right). \quad (2)$$

Здесь  $P$  – равнодействующая внешних сил, направленная по оси поршня, перпендикулярно плоскости рис. 2 на расстоянии  $Y_o$  от точки  $C$ ,  $Y_o$  – плечо силы  $P$  относительно оси  $Z$ ,  $Y_1$  – координата самой удаленной от нейтральной линии точки сечения,  $I_z$  – момент инерции сечения относительно оси  $Z$ . В данном расчете величина силы  $P$  считается постоянной, а  $Y_c$ ,  $Y_1$ ,  $Y_o$ ,  $I_z$  зависят от параметров  $a, b$  следующим образом:

$$Y_c = h (2a + b) / 3(a + b);$$

$$Y_1 = h - Y_c = h(a + 2b) / 3(a + b); \quad (3)$$

$$Y_o = d - Y_c = (3d(a + b) - h(2a + b)) / 3(a + b); \quad (4)$$

$$I_z = h^3 (a^2 + 4ab + b^2) / 36(a + b), \quad (5)$$

где  $d$  – расстояние от нижнего основания трапеции до оси поршня. Эта величина для двигателя ДАР -14М принимает значение равное 32,5 мм.

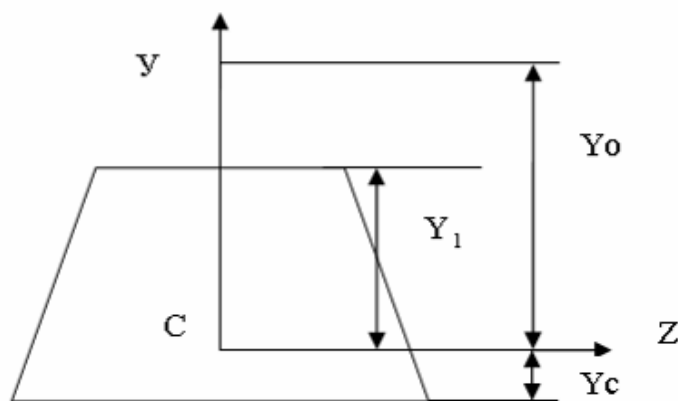


Рисунок 2 – Сечение ребра жесткости

На рис. 2 обозначено:  $Y_c$  – расстояние от нижнего основания трапеции до центра тяжести сечения - т.  $C$ ,  $Y_1$  – координата самой удаленной точки сечения от нейтральной линии,  $Y_o$  – координата точки приложения силы  $P$ .

Подставляя соотношения (3) – (5) в формулу (2), получаем для максимального нормального напряжения вдоль оси поршня в самой удаленной от нейтральной линии точке сечения аналитическое выражение в виде

$$\sigma = \pm \frac{2 * P}{h * (a + b)} \{ 1 + 2(a + 2b)[3d(a + b) - h(2a + b)] / h(a^2 + 4ab + b^2) \}. \quad (6)$$

В силу симметрии задачи нейтральная линия пройдет параллельно основаниям трапеции. Определим координату  $Y$  нейтральной линии из соотношения (2). Получаем

$$Y = - \frac{I_z}{S * Y_o},$$

откуда следует, что для  $Y$  всегда будет отрицательное значение, т.е. нейтральная линия располагается всегда ниже центра тяжести сечения. Часть ребра жесткости над центром тяжести всегда – сжата, независимо от вида трапеции. Возникает вопрос, при любых ли параметрах  $a, b$  сечения точки именно верхнего основания будут

самыми удаленными от нейтральной линии. При величине  $a \leq b$  это так и будет. При значениях  $a \geq 16$  мм самыми удаленными точками от нейтральной линии оказываются точки нижнего основания. Ниже на графике показано изменение расстояния (в мм) до центра тяжести для нескольких вариантов сечений: 1 – сечение с параметрами  $a=b=12$ ; 2-  $a=14$ ,  $b=10$ ; 3 –  $a=16$ ,  $b=8$ ; 4 –  $a=18$ ,  $b=8$ ; 5 –  $a=20$ ,  $b=4$ ; 6 –  $a=22$ ,  $b=2$ . Для нашего исследования рассмотрим напряжение в виде соотношения (6).

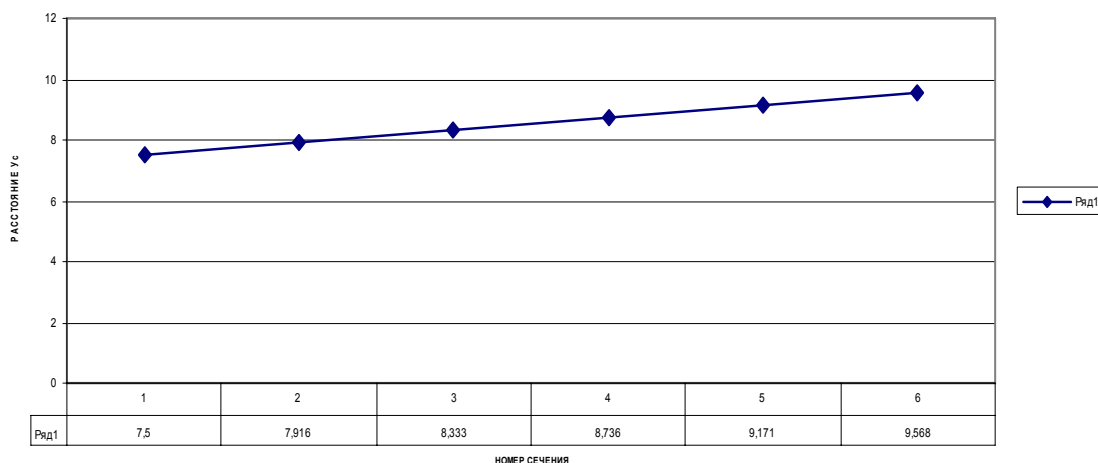


Рисунок 3 – График положения центра тяжести сечения (ряд 1) относительно нижнего основания для разных параметров

Функция Лагранжа получается следующей (при условии  $h=15$ ,  $d=32,5$ )

$$L(a, b, n) = 2P(1 + 2(2b+a)(67.5a+82.5b)/15(a^2+4ab+b^2))/15(a+b) + n(a+b-k). \quad (7)$$

Для частных производных от функции Лагранжа (7) по  $a$ ,  $b$ ,  $n$  получены следующие выражения

$$\partial L(a, b, n) / \partial a = (0.07(15na^4 + 120nba^3 - 20a^2P + 270a^2nb^2 - 92aPb + 120anb^3 - 164Pb^2 + 15nb^4))/(a^2 + 4ab + b^2)^2$$

$$\partial L(a, b, n) / \partial b = (0.07(15na^4 + 120nba^3 - 34a^2P + 270a^2nb^2 - 40aPb + 120anb^3 - 46Pb^2 + 15nb^4))/(a^2 + 4ab + b^2)^2$$

$$\partial L(a, b, n) / \partial n = a + b - k.$$

Приравнивая эти производные нулю и решая систему уравнений, получаем для параметров  $a$  и  $b$ , минимизирующих нормальное наибольшее напряжение значения (округляя до целых величин)  $a = 20$  мм,  $b = 4$  мм.

Обсуждение результатов.

1. Поскольку самое большое напряжение существует по оси поршня, то получено аналитическое выражение для этой величины и с помощью метода неопределенных множителей Лагранжа, вычислены такие параметры  $a$ ,  $b$  сечения ребра жесткости, которые минимизируют нормальное наибольшее напряжение.

2. Для проверки результата в программном комплексе ANSYS исследовалось напряженно-деформированное состояние поршня пневмомотора ДАР-14М с новыми параметрами ребра жесткости  $a=20$ ,  $b=4$ . В таблице приведены некоторые результаты для максимального смещения  $U_y$ , напряжений  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  деформации  $\varepsilon_y$  в сравнении с полученными ранее ( предыдущего расчета поршня с параметрами  $a=8$  мм,  $b=16$  мм).

Таблица – Характеристики напряженно-деформированного состояния (НДС) для двух видов сечения ребра жесткости

а-в (мм) характеристики	8- 16	20-4	% изменения
$U_y (10E-05)м$	-0.437	-0.416	4.8
$\sigma_x (10E07) Н/м^2$	0.356	0.320	10.1
$\sigma_y (10E07) Н/м^2$	0.209	0.167	20.1
$\varepsilon_y (10E-04)$	0.229	0.217	5.2

Для дальнейшего уточнения результатов необходимо рассмотреть сечение ребра жесткости вместе с корпусом поршня.

#### Библиографический список

1. Раевская Л.Т. Динамическое моделирование напряженно – деформированного состояния элементов аксиально-поршневых пневмомоторов. Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент ХХ1 века. Труды евразийского симпозиума/ Под ред. И.Т. Глебова. – Екатеринбург. 2006 г. С.193-200.
2. Петрушко И.М., Кузнецов Л.А., Прохоренко В.И., Сафонов В.Ф. курс высшей математики: Интегральное исчисление. Функции нескольких переменных. Дифференциальные уравнения. М.: Изд-во МЭИ, 2002.

**Кузнецов А.И., Лимонов К.Э. (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ)**  
[akwer@yandex.ru](mailto:akwer@yandex.ru)

## **ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА МЕХАНИЗМА РЕЗАНИЯ С ГИПОЦИКЛИЧЕСКИМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ ОБРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ**

## **RESEARCH AND DEVELOPMENT OF THE MECHANISM OF LOG FRAMES WITH THE HYPOCYCLOID CONVERTER OF RETURN ACTION**

Повышение эффективности работы лесопильно-деревообрабатывающей промышленности взаимосвязано с уровнем развития бревнопильного оборудования. В настоящее время основная часть пиломатериалов производится на лесопильных рамах. Существенный недостаток лесопильных рам – высокая виброактивность устранен в лесопильных рамах с гипоциклическим механизмом резания ЛРВ2, РУН63.

Указанные лесопильные рамы полностью уравновешены, не требуют установку на фундамент, некоторые модели выполняются в передвижном варианте.